

**This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

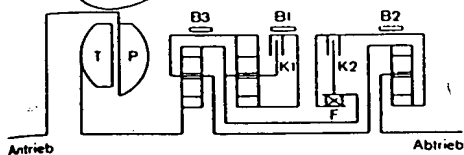
Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- **BLACK BORDERS**
- **TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- **FADED TEXT**
- **ILLEGIBLE TEXT**
- **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- **COLORED PHOTOS**
- **BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS**
- **GRAY SCALE DOCUMENTS**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



Gang	K1	K2	B1	B2	B3	F	Übersetzung
I		o				o	3,98
II			o	o			2,39
III	o			o			1,46
IV	o	o					1,00
Rw					o	o	5,47

Bild 29. Getriebe- und Schaltschema der Mercedes-Benz-Getriebeautomatik

erfolgt mit Hilfe von zwei Lamellenkupplungen, drei Bandbremsen und einem Freilauf und ist aus Bild 29 zu sehen*).

Zusammenfassung

Die neuen automatischen Getriebe von General Motors (Opel-Getriebeautomat und Turbo Hydramatic 350), Renault, ZF und Automotive Products werden beschrieben und besondere konstruktive, fertigungstechnische und steuerungstechnische Einzelheiten dargestellt. Auf das 1968 herausgekommene automatische Getriebe von Daimler-Benz wird hingewiesen.

*) Eine ausführliche Beschreibung der Mercedes-Benz-Getriebeautomatik dieser neueren Baureihe folgt in einer der nächsten ATZ-Ausgaben, Schriftleitung.

Dipl.-Ing. H. Mezger, Stuttgart

Der Porsche 4,5-l-Rennsportwagen Typ 917

Porsche beteiligt sich seit Jahren an den Rennen um die Markenweltmeisterschaft und hat sich – einmal durch eine allmähliche Steigerung der Motorhubräume, zum anderen aber auf Grund seiner Erfolge – eine Spitzenposition geschaffen, die in diesem Jahr mit dem Gewinn der Weltmeisterschaft gekrönt wurde.

Im April 1969 erschien eine internationale Kommission der FIA (Fédération Internationale de l'Automobile) bei Porsche, um 25 fahrbereite Rennsportwagen des Typs 917 abzunehmen. Damit war das zur Zeit leistungsstärkste für die Teilnahme an den Rennen um die Markenweltmeisterschaft zugelassene Fahrzeug homologiert.

Teil 1. Motor und Getriebe

Das Reglement der Markenweltmeisterschaft

Im Automobilsport werden bekanntlich zwei Weltmeisterschaften vergeben. Das ist einmal die Fahrerweltmeisterschaft, die mit Formel-1-Rennwagen bestritten wird, und zum anderen die Markenweltmeisterschaft, bei der der Titel an den Hersteller des erfolgreichsten Fahrzeuges vergeben wird.

Für die Rennen um die Markenweltmeisterschaft sind nach den z. Z. geltenden Bestimmungen Sportprototypen bis 3 l Hubraum und sog. „Seriensportwagen“ bis maximal 5 l Hubraum zugelassen.

Bei den Prototypen wird keine bestimmte Stückzahl verlangt, dagegen gilt ein Rennwagen nur dann als Seriensportwagen, wenn innerhalb eines Jahres 25 Fahrzeuge gefertigt werden. Die 25 Seriensportwagen dürfen sich in der Form und in den wesentlichsten Konstruktionselementen nicht unterscheiden.

Porsche setzt seit dem vergangenen Jahr den 3-l-Prototyp 908 und seit kurzer Zeit auch den 4,5-l-Sportwagen Typ 917 ein. Die Prototypen unterliegen keinem Gewichtslimit; dagegen ist für den Typ 917, der in die Sportwagenklasse bis 5 l Hubraum eingestuft ist, ein Mindestgewicht – fahrfertig mit Öl, aber ohne Kraftstoff – von 800 kp vorgeschrieben.

Die Markenweltmeisterschaft setzt sich aus zehn Rennen zusammen:

- 24 Stunden von Daytona (USA)
- 12 Stunden von Sebring (USA)
- 6 Stunden von Brands Hatch (Großbritannien)
- 1000 km von Monza (Italien)

Targa Florio (Italien)

1000 km von Spa (Belgien)

1000 km Nürburgring (Deutschland)

24 Stunden von Le Mans (Frankreich)

6 Stunden von Watkins Glen (USA)

1000 km von Zeltweg (Österreich).

Die Mindeststanz für Rennen um die Markenweltmeisterschaft muß entweder 1000 km oder 6 Stunden betragen. Von den zehn ausgetragenen Rennen werden die fünf besten Ergebnisse einer Marke für die Wertung herangezogen.

Bei Porsche entschied man sich im Juni 1968 für die Entwicklung eines 4,5-l-Rennsportwagens, nachdem erkannt worden war, daß die Ausschreibung der Markenweltmeisterschaft dem großvolumigen Motor zumindest bei Hochgeschwindigkeitsrennen eindeutig Vorteile verschaffte.

Der Porsche 4,5-l-Zwölfzylinder-Motor Typ 917

Der Typ 917 ist ein luftgekühlter Viertakt-Motor mit zwei flachliegenden Zylinderreihen, vier obenliegenden Nockenwellen und Kraftstoffeinspritzung. Die Zylindereinheiten, 85 mm Zylinderbohrung und 66 mm Hub, wurden vom 3-l-Achtzylinder-Motor Typ 908 übernommen. Aber der neue Zwölfzylinder-Motor ist nicht etwa – wie in der Presse vielfach dargestellt wurde – ein um vier Zylinder vergrößerter Achtzylindermotor, und er ist auch nicht durch Zusammenkuppeln zweier Sechszylindermotoren entstanden. Die Konstruktion des Typs 917 wurde vielmehr nach modernen Gesichtspunkten der Größe des Zwölfzylinder-Motors entsprechend konzipiert, wobei vielfährige Erfahrungen mit Hochleistungsmotoren verwertet wurden.

Liegen die von Getriebe angetriebenen Räder „seitlich neben“ der Antriebsachse ??

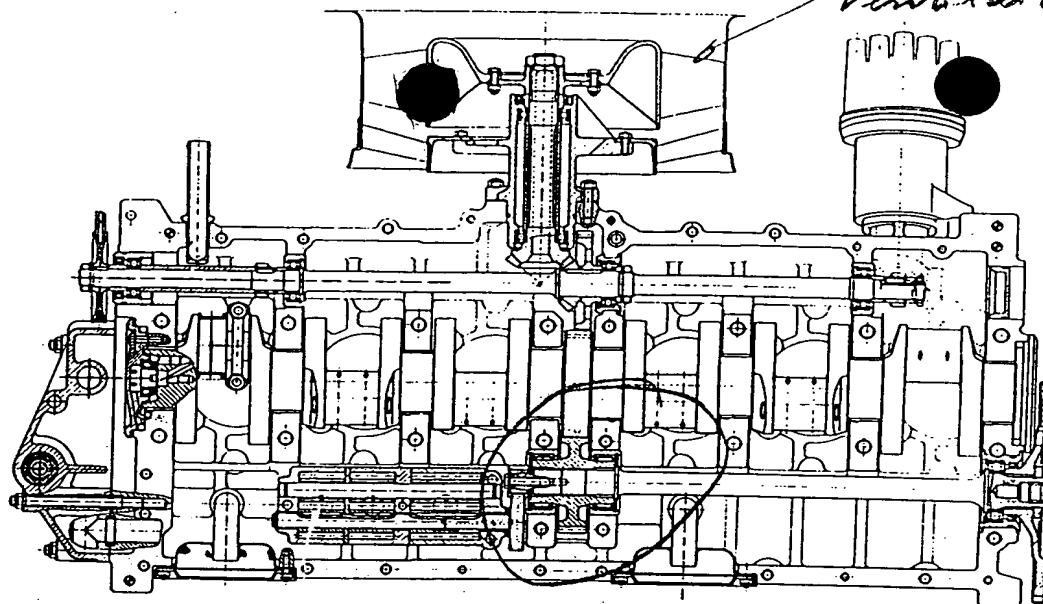


Bild 1. Längsschnitt des Porsche-Motors Typ 917 für den Rennsportwagen 917

Der Kurbeltrieb

Das auffallendste Konstruktionsmerkmal des Zwölfzylinder-Motors ist der Mittelabtrieb. Ein in der Mitte der Kurbelwelle angeordnetes geradzahntes Zahnrad mit 32 Zähnen gibt die Motorleistung über ein zweites Zahnrad mit 31 Zähnen an die Abtriebswelle weiter, wie dies im Längsschnitt Bild 1 zu sehen ist.

Die Abtriebswelle ist im hinteren Teil des Kurbelgehäuses unterhalb der Kurbelwelle angeordnet und trägt an ihrem Ende die Kupplung, über welche die Leistung an das Getriebe weitergeleitet wird. Das Abtriebswellenzahnrad ist für sich in zwei Rollenlagern gelagert. Es weist ein Innenprofil für die Übertragung der Leistung an die Abtriebswelle auf. Das hierbei verwendete SAE-Diametral-Pitch-Profil wird bei Porsche in zunehmendem Maß für hochbeanspruchte Teile angewandt, da es den DIN-Profilen hinsichtlich der Zahnfestigkeit und der Korbempfindlichkeit überlegen ist.

Der Schaftdurchmesser der drehstabähnlich ausgeführten Abtriebswelle, Bild 2, ist — einmal aus Gewichtsgründen, zum anderen aber, um Stöße in der Kraftübertragung abzufangen — so klein wie möglich gehalten. Die Axialführung dieser Welle mit dem Zahnrad und die Abstützung der Kupplungsschubkräfte übernimmt ein Kugellager am Ende des Kurbelgehäuses.

Bekanntlich wird die Lebensdauer einer Verzahnung beeinträchtigt, wenn beispielsweise bei jeder Zahnradumdrehung die gleichen Zahnpaare beider Räder in Eingriff kommen. Aus diesem Grund wurde dem Zahnradpaar der Kraftübertragung nicht die Übersetzung 1:1, sondern 32:31 gegeben, was einer Drehzahlerhöhung an der Kupplung bzw. einer Drehmomentabsenkung um etwa 3% gleichkommt. Da bei den Prüfstandsmessungen die Leistung an der Kupplung abgenommen wird, muß beim Erstellen der Motorkennlinien der Faktor 32:31 berücksichtigt werden. In der Praxis ist es so, daß die tatsächlich gemessenen Werte direkt von den Prüfständen über eine „Tele-Processing-Einheit“ an die Datenverarbeitungsanlage weitergeleitet werden, wo über ein entsprechend vorbereitetes Programm die Aus- bzw. Umrechnung vorgenommen wird. Die interessierenden Werte werden

in tabellarischer oder graphischer Form, bezogen auf die tatsächliche Motordrehzahl, wiedergegeben.

Entscheidend beeinflußt wurde die Konstruktion des Motors durch das Drehschwingungsverhalten der Kurbelwelle. Den größten Ausschlag ergibt die 4.5. Ordnung der Schwingungsform II. Grades bei einer Motordrehzahl von etwa 5600 U/min. Bild 3 zeigt, daß der Knoten dieser Schwingungsform in der Mitte der Kurbelwelle liegt. Diese Tatsache war ausschlaggebend für die Wahl eines Mittelabtriebs. Alle übrigen Schwingungsformen weisen unterhalb einer Motordrehzahl von 12000 U/min keine nennenswerten Ausschläge auf, was bedeutet, daß das zentral gelegene Mittelabtriebszahnrad praktisch frei von überlagerten Drehschwingungsbewegungen ist. Diese ruhige Zone wurde bei der Konstruktion insofern ausgenutzt, als alle wichtigen Elemente von jenem Zentralzahnrad angetrieben werden, wie aus dem Querschnitt des Motors in Bild 4 zu ersehen ist. Vor allem kommt dies dem Antrieb der vier Nockenwellen zugute.

Kennzeichnend für die Kurbelwelle, Bild 5, ist, daß an jedem Kurbelzapfen zwei Pleuel angelenkt sind und sie daher

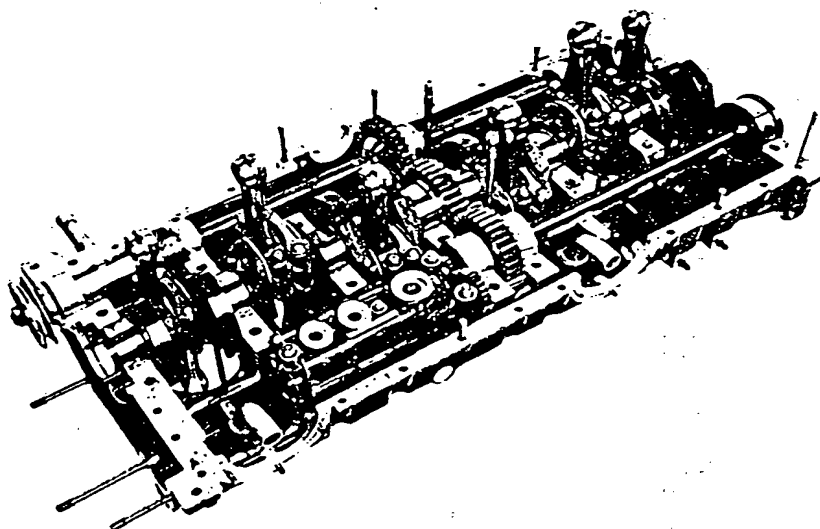


Bild 2. Vormontierte rechte Kurbelgehäusehälfte des 4,5-l-Porsche-Zwölfzylinder-motors Typ 917 mit Abtriebswelle

er sechs Kröpfungen aufweist. Diese Bauweise brachte mehrere Vorteile gegenüber einer zwölfkröpfigen Welle und ergab trotzdem optimale Pleuellabstände von $720^\circ : 12 = 60^\circ$ Kurbelwinkel. Die Pleuellager des Typs 917 besitzt mit sechs Pleuellager Hauptlagerzapfen eine relativ einfache Form, der gebräuchlichen Boxerbauart — mit gegenüberliegenden Pleuellagerzapfen — würde sie zwölf Pleuellager Hauptlagerzapfen aufweisen. Beispielsweise hat der 3-l-Achtzylinder-Boxermotor Typ 908 neun Pleuellager und acht Pleuellagerzapfen. Beim Achtzylindermotor hätte die „Zwei-Pleuellager-Zapfen-Bauweise“ zur Folge, daß jeweils zwei Zylinder gleichzeitig zünden würden, weshalb man dort dieses Konstruktionsprinzip nicht verwirklichen wollte.

Allein schon wegen der geringeren Anzahl an Lagerstellen ist die beim Typ 917 angewandte Kurbelwellenbauart einen instigen Wert für die Reibleistung erwarten. Daneben war möglich, den Durchmesser der Pleuelzapfen auf 52 mm zu senken und 57 mm beim Achtzylinder – bei gleicher Beanspruchung des Zapfen-Querschnitts herabzusetzen, Bild 6,

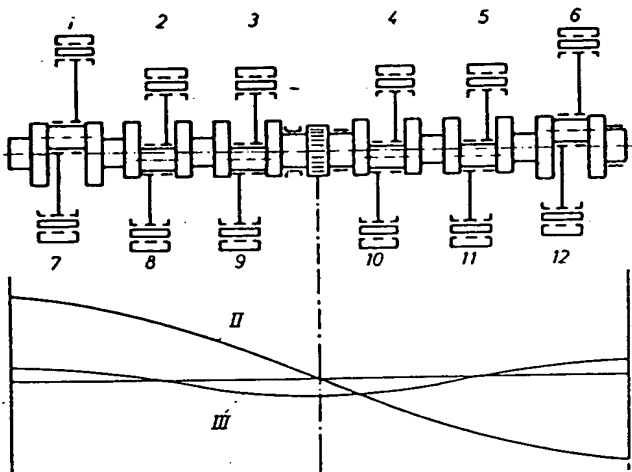


Bild 3. Eigenschwingungsformen II. und III. Grades der Kurbelwelle beim Porsche-Motor Typ 917

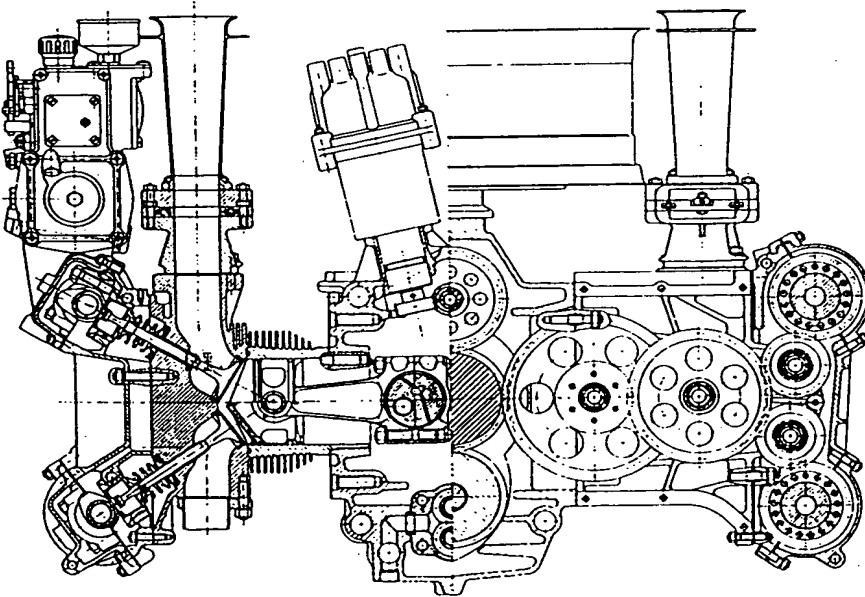
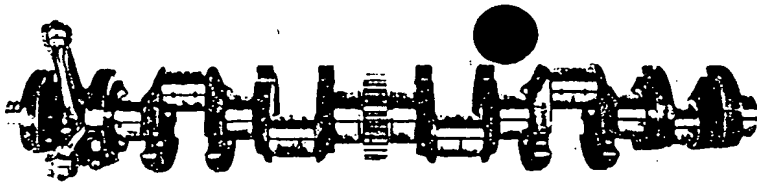


Bild 4. Querschnitt des Porsche-Motors Typ 917



**Bild 5. Kurbelwelle
des Porsche-Motors
Typ 917 mit zwei
montierten, nebenein-
ander liegenden
Pleueln**

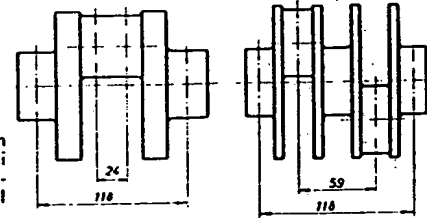


Bild 6. Vergleich zwischen einer Kubelwelle mit zwei Pleuel und einer Kurbelwelle mit einem Pleuel pro Zapfen

eine Maßnahme, die wiederum die Reibungsverluste herabsetzen mußte.

Wegen der möglich gewordenen Verbreiterung der Haupt- und Pleuellager konnten sowohl der Oldurchsatz verringert als auch die Schmiereigenschaften der Lager verbessert werden. Da die Kolben zweier gegenüberliegender Zylinder eine gleichgerichtete Bewegung ausführen, waren auch hier bessere Werte für die Ventilationsverluste zu erwarten. Schließlich ergab die „Zwei-Pleuel-Bauart“ eine Verringerung der Motorbaulänge, da der Versatz zwischen der linken und rechten Zylinderreihe nicht dem halben Zylinderabstand von 118 mm entspricht, sondern nur der Pleuellagerbreite von 24 mm, Bild 6.

Von der Kurbelwelle existieren zwei unterschiedliche Versionen. In einem Fall besteht die Kurbelwelle mit dem Mittelzahnrad aus einem Stück, wobei die Lagerstellen und die Verzahnung einsatzgehärtet wurden. Interessanter ist vielleicht die zweite — versuchsweise angefertigte — Version, wo die beiden Kurbelwellenhälften aus weichnitriertem Vergütungsstahl mit dem einsatzgehärteten Zahnrad mit Hilfe einer Elektronenstrahl-Schweißmaschine verschweißt wurden. Bei den Prüfstands-dauerläufen haben beide Arten ihre Beanspruchungsprobe bestanden.

Ein Kriterium bei Motoren mit hohen Drehzahlen ist die ausreichende Versorgung der Pleuellager mit Schmieröl. Zahlreiche Versuche haben immer wieder bestätigt, daß die stirnseitige Einspeisung in die — mit Bohrungen versehene — Kurbelwelle als beste Lösung anzusehen ist. Dank des Mittelabtriebs beim Typ 917 stehen beide Kurbelwellenenden für diese Schmieranordnung zur Verfügung. In Bild 1 ist zu sehen, wie die stirnseitige Schmieröleinspeisung mit Hilfe eines flachen Deckels und einer Axialgleitringdichtung ausgeführt ist.)

Vorversuche an Schmieralttrappen für den Zwölfzylinder ergaben, daß für eine Motordrehzahl von 10500 U/min ein Schmieröldruck von 2,4 kp/cm² ausreicht. Bei radialer Einspeisung über einen Hauptlagerzapfen waren 8 kp/cm² Druck notwendig, um bei der gleichen Drehzahl die Pleuellager befriedigend mit Öl zu versorgen. Als Pleuellager werden 2 mm dicke Bundlager mit Stahlstütze verwendet.

1) Vgl. H. Mezger, der Porsche-Grand-Prix-Rennwagen, ATZ 1965, Nr. 3, S. 71

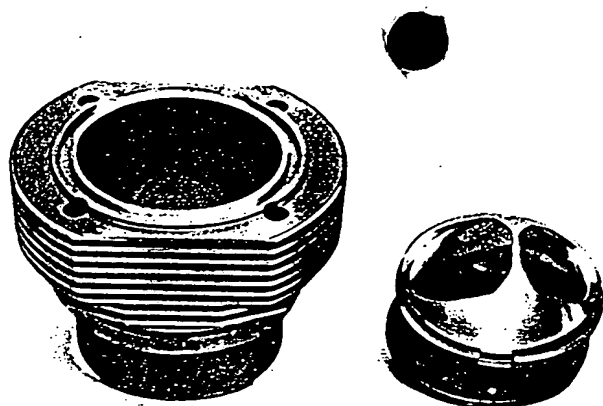


Bild 7. Zylinder (geschmiedete Alu-Legierung) und Leichtmetall-Kolben (geschmiedet) des Porsche-Motors Typ 917.

Die Kurbelwelle läuft ebenfalls in Gleitlagern. Diese sind 2,5 mm dick und sind im Aufbau den Plevellagern ähnlich. Neben dem Zahnrad ist das Axialführungslager für die Kurbelwelle — ein Bundlager — angeordnet.

Ein am inneren Ende der Abtriebswelle befestigtes Zahnrad treibt die dreiteilige Hauptölpumpe an. Sie ist als Zahnradpumpe ausgeführt und läuft mit 0,55facher Motordrehzahl, Bild 1. Der aus dem Bild ersichtliche größere Pumpenteil stellt die eigentliche Schmierpumpe dar. Die beiden anderen Pumpenteile saugen das Öl aus der hinteren bzw. vorderen Kurbelgehäusehälfte ab.

Im Kurbelgehäuse befindet sich noch eine kugelgelagerte Zwischenwelle. Sie dient zum Antrieb des Kühlluftgebläses, der beiden Zündverteiler und einer Lichtmaschine.

Für das Kurbelgehäuse wird eine spezielle Magnesiumgußlegierung verwendet. Es ist vertikal in eine linke und rechte Hälfte geteilt. Für die Verbindung der beiden Teile werden Durchgangsschrauben aus einem Spezialwerkstoff verwendet, welcher etwa den gleichen Wärmedehnwert wie das Gehäusematerial besitzt. Hierdurch werden zusätzliche Wärmespannungen in den Schrauben vermieden. Außerdem wird verhindert, daß sich die Schraubenunterlagen in das Kurbelgehäuse eindrücken und dadurch die erforderliche Vorspannkraft der Schrauben herabsetzen. Die Schrauben am Gehäuseumfang sind aus einer Titanlegierung hergestellt.

Die 130 mm langen Pleuel sind, wie bei allen Porsche-Rennmotoren der letzten Jahre, in einer hochfesten Titanlegierung geschmiedet, wie auch die Pleuelschrauben.

In Bild 7 sind der Zylinder und Kolben des Typs 917 zu sehen. Der Zylinder wird aus einer geschmiedeten Aluminiumlegierung hergestellt. Die Rippenpartie ist mechanisch bearbeitet. Die Zylinderlauffläche ist verchromt und „rondiert“, d. h. mit zahlreichen kleinen Vertiefungen versehen, wie in Bild 7 zu erkennen ist. Diese Vertiefungen nehmen kleine Mengen Öl auf und verbessern damit die Laufeigenschaften zwischen Kolben und Zylinder.

Der Kolben ist ebenfalls aus einer Aluminiumlegierung geschmiedet. Die beiden Kompressionsringe sind 1,2 mm dick und aus Sondergußbeisen hergestellt. Als Ölabbstreifring wird ein 4 mm dicker Schlauchfederring verwendet. Dieser ist unterhalb des Kolbenbolzens angeordnet. Der Kolbenboden weist Aussparungen für die beiden Ventilteller auf, Bild 7.

Brennraum und Zylinderkopf

Die Brennraumform ergibt sich aus der Kugelfläche des Kolbenbodens und der Kugelfläche des Zylinderkopfes, Bild 8. Bestimmend für die Brennraumgestaltung waren u. a. möglichst geringe Zerklüftung, gute Zündfähigkeit des Gemisches, vollständige Verbrennung und kleinstmögliche Begrenzungsflächen unter Berücksichtigung der Ventilgrößen und der Ver-

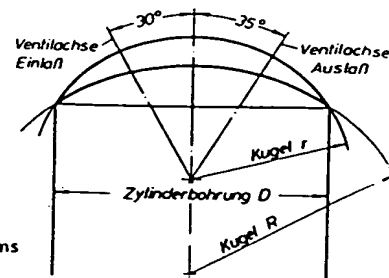


Bild 8. Geometrische Grundform des Brennraums

dichtung.) Der Verbrennungsraum hat jeweils zwei Zündkerzen, wodurch sich kleine Brennwege ergeben. Verwendet werden Kerzen mit vorgezogener Platin-Doppelelektrode. Infolge der Doppelzündung und der in den Brennraum hineinragenden Elektrode konnte mit 27° Kurbelwinkel vor OT ein relativ später Zündzeitpunkt verwirklicht und dadurch wiederum die Aufheizung der Brennraumflächen so klein wie möglich gehalten werden.

Die Ventilachsen schneiden sich im Mittelpunkt der Zylinderkopfkugelfläche und liegen in einer vertikalen Ebene, also parallel zum Kühlluftstrom. Das Einlaßventil ist 30° und das Auslaßventil 35° zur Zylinderachse geneigt.

Die Einzelzylinderköpfe, Bild 9 a und b, werden aus einer warmfesten Aluminiumlegierung in einer Kokille gegossen. Große Sorgfalt wird bei der Auslegung und bei der Anfertigung der Gußkerne für die Ein- und Auslaßkanäle aufgebracht, wobei auf einen kontinuierlichen Verlauf sowohl der Kanalachse als auch des Kanalquerschnitts Wert gelegt wird. Die Verrippung des Zylinderkopfes ist entsprechend dem unterschiedlichen Wärmeanfall und der Richtung des Kühlluftstroms so ausgeführt, daß auf der Auslaßseite eine wesentliche größere Oberfläche vorhanden ist als auf der Einlaßseite.

In Bild 10 ist die Abdichtung des Brennraums zwischen Zylinderkopf und Zylinder schematisch dargestellt. Das neuartige Dichtelement besteht aus einem metallischen C-förmigen Mantel, in den eine Schlauchfeder eingelegt ist. Seine Verwendung hat deutliche Vorteile, unter anderem hinsichtlich des Verzugs der Zylinderbohrung und des Wärmeübergangs zwischen Zylinder und Zylinderkopf gebracht, was schließlich auch in einer erhöhten Motorleistung zu spüren war. Die Zylinderköpfe werden mit je vier Schrauben über die Zylinder am Kurbelgehäuse befestigt.

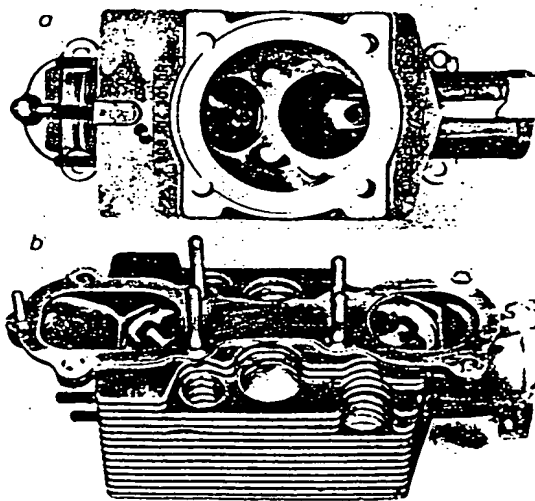
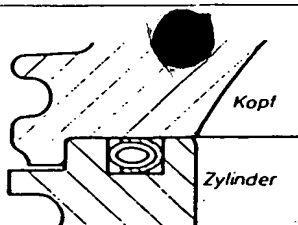


Bild 9 a und b. Einzelzylinderkopf des Porsche-Motors Typ 917 von unten und oben

Bild 10. Brennraumabdichtung zwischen Zylinderkopf und Zylinder Typ 917



Um Wärmespannungen zu vermeiden und auch hier ein Lockern der Verbindung durch Eindringen der Unterlagsscheiben am Zylinderkopf zu verhindern, sind diese Schrauben aus dem gleichen Werkstoff wie die Kurbelgehäuseschrauben hergestellt. Dieser hat — wie bereits beschrieben — nahezu den gleichen Wärmedehnwert wie Leichtmetall. Die Zylinderkopfschrauben sind aber zusätzlich am Schaft mit einer Isolierschicht überzogen, da sie sonst wegen des Kühlluftstroms eine geringere Temperatur als der Zylinder und Zylinderkopf aufweisen würden. Mit dieser Maßnahme wurde erreicht, daß die Wärmedehnung des Zylinders und Zylinderkopfs einerseits und der Befestigungsschrauben andererseits den gleichen Wert annimmt.

Ventilsteuerung

Der Antrieb der vier Nockenwellen erfolgt vom Mitteltriebszahnrad der Kurbelwelle aus nach beiden Zylinderreihen über je fünf nadelgelagerte, geradzahnte Zahnräder, Bild 4. Wie bereits beschrieben, liegt das Kurbelwellenzahnrad in einem Schwingungsknoten, so daß auch der Nockenwellenantrieb praktisch schwingungsfrei ist. Andererseits sind dazu auch die Drehschwingungsamplituden an den Nockenwellenenden infolge des zentralen Antriebs sehr gering. Die fünf zwischen der Kurbelwelle und den Nockenwellen angeordneten Zahnräder sind in einem eigenen Rädergehäuse aus einer Magnesiumlegierung untergebracht. Bild 11 zeigt ein montiertes Rädergehäuse, das auf jeder Motorseite zwischen jeweils drei Zylindern an das Kurbel-

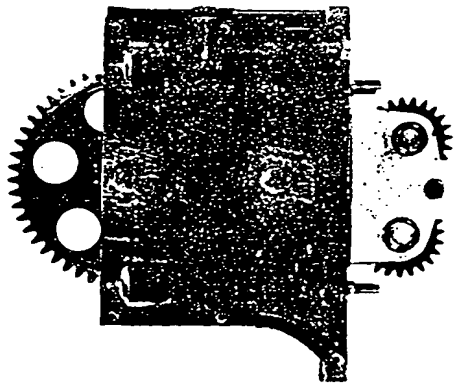


Bild 11. Montiertes Rädergehäuse für den Nockenwellenantrieb am Porsche-Motor Typ 917

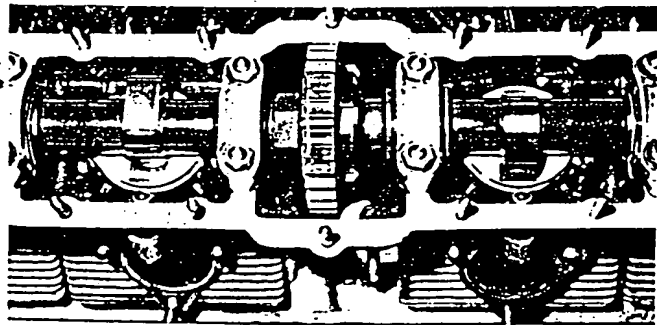
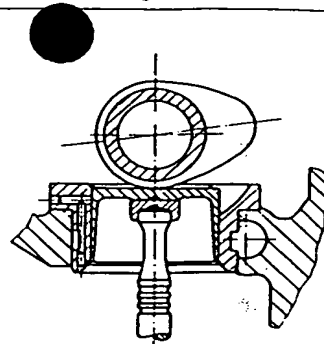


Bild 12. Mittelantrieb der Nockenwellen beim Porsche-Motor Typ 917

Bild 13. Ventilsteuerung Typ 917; gesteuerte Schmierung von Tassenstößel und Nocken; Schmierbohrungen versetzt gezeichnet



gehäuse angeschraubt wird. Die Lage der beiden kleinen Zwischenräder, Bild 4, wurde so gewählt, daß sich durch Fertigungstoleranzen bedingte Verschiebungen der Nockenwellen in Zylinderachsrichtung keine nennenswerten Flankenspielfabweichungen zwischen den Zahnrädern ergeben.

In Bild 12 ist der Mittelantrieb der Nockenwellen zu sehen. Das Nockenwellenantriebsrad weist 17 und ein Bund an der Nockenwelle 16 Bohrungen auf. Mit Hilfe dieser Differentialteilung ist eine auf $360^\circ \cdot (1/16 - 1/17) = 1,3^\circ$ Nockenwinkel genaue Einstellmöglichkeit der Steuerzeiten gegeben. Die Einstellung der Nockenwelle wurde mit Hilfe einer Lehre; der Differentialteilung und einem Gewinde auf der Nockenwelle sehr vereinfacht und kann bei abgenommenem Ventildeckel am vollmontierten Motor vorgenommen werden.

Als Übertragungsglied zwischen Nockenwelle und dem direkt angetriebenen Ventil dient ein Tassenstößel, Bild 13. Die Schmierung der Laufflächen des Nockens und des Tassenstößels wird durch die Bewegung des Stößels selbst gesteuert. Zu diesem Zweck wurden die Schmierbohrungen in der Tassenstößelführung so verlegt, daß der Ölaustritt erst bei einem Ventilhub von ca. 2 mm freigegeben wird. Diese Schmieranordnung reduzierte den Öldurchsatz für die Ventilsteuerung um ca. 60%.

Mit dem schwingungsfreien Nockenwellenmittelantrieb über Zahnräder und der Tassenstößelanordnung wurde beim Typ 917 ein störungsfreier und steifer Ventiltrieb verwirklicht, der in optimaler Weise den hohen Anforderungen an die Ventilsteuerung eines Hochleistungsmotors gerecht wird. Beide Ventile sind hohlgebohrt und mit Natrium gefüllt. Die Versuche mit Titan-Einlaßventilen sind soweit fortgeschritten, daß diese bei Kurzstreckenrennen eingesetzt werden können.

Für die äußere und innere Feder des Ventilsfedersatzes wird vakuumverschmolzener legierter Stahldraht verwendet. Das Drahtmaterial und die fertigen Federn werden mit modernen Prüfgeräten nach allen möglichen Fehlern wie Schlackeneinschlüssen, Ziehfehler, Risse usw. untersucht.

Die einteiligen Nockenwellen sind achtfach im Nockenwellengehäuse gelagert, und zwar in 2 mm dicken Stahlstütz-Gleitlagern. Jede Zylinderreihe besitzt ein gemeinsames Nockenwellengehäuse, das mit den Einzelzylinderköpfen verschraubt wird.

Kühlung

Als Kühlluftgebläse wird ein Axialgebläse verwendet. Das aus glasfaserverstärktem Kunststoff hergestellte Laufrad hat einen Außendurchmesser von 330 mm und 6 Schaufeln mit 58 mm Höhe. Durch die horizontale Anordnung über der Motormitte, wie außer in Bild 1 auch in Bild 14 zu ersehen ist, wurde eine gleichmäßige Kühlluftverteilung für alle Zylindereinheiten erreicht, ohne daß innerhalb der Luftführung widerstandserhöhende Leit- oder Umlenk-schaufeln notwendig gewesen wären. Der Antrieb erfolgt von der im Kurbelgehäuse gelagerten Zwischenwelle aus über ein Kegelradpaar mit einem Übersetzungsverhältnis, bezogen auf die Motordrehzahl, von $17:19 = 0,895$. Die Antriebswelle ist in einem eigenen Gehäuse gelagert, das mit der Antriebswelle als vormontierte Antriebseinheit mit dem Kurbelgehäuse verschraubt wird.

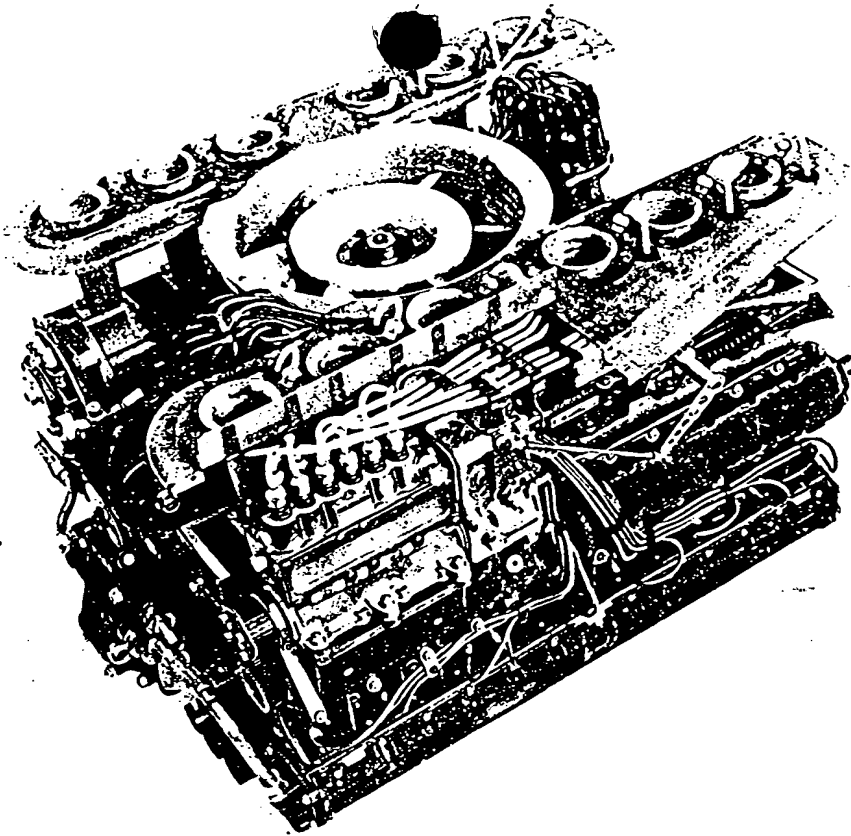


Bild 14. Ansicht des Porsche-Zwölfzylinder-Motors Typ 917 mit Zwei-Reihen-Einspritzpumpe; Düsen in den Ansaugstutzen, oben liegendes Gebläse, Doppelzündung; 580 PS

Der aus glasfaserverstärktem Kunststoff hergestellte Einlauftring wird über einlamierte — und gleichzeitig als Leitapparat dienende — Stützbleche am Antriebsgehäuse zentriert. Die 1 mm dicke Luftführung besteht ebenfalls aus glasfaserverstärktem Kunststoff. Das Kühlgebläse liefert bei der Nenndrehzahl des Motors von 8400 U/min 2400 Liter Luft in der Sekunde. Hierbei beträgt die Leistungsaufnahme des Gebläses 17 PS. Das entspricht bei einer Motorleistung von 580 PS einem Kühlleistungsaufwand von nur 3%. Von der Gesamtkühlluftmenge entfallen 65% auf die Kühlung der Zylinderköpfe und 35% auf die Zylinderkühlung.

Kraftstoffeinspritzung

Seit mehreren Jahren werden die Porsche-Rennmotoren ausschließlich mit Kraftstoffeinspritzung ausgerüstet. Die wesentlichsten Vorteile des Einspritzsystems gegenüber der Vergaseranlage bestehen in der exakteren Festlegung des Kraftstoff/Luft-Gemischs über dem Fahrdrehzahlbereich des Motors bei Voll- und Teillast, in der freien Gestaltungsmöglichkeit der Ansaugwege, in der Unempfindlichkeit beim Bremsen, Beschleunigen und Kurvenfahren und schließlich in dem geringeren Zeitaufwand bei der Motorabstimmung. Außerdem hat das bei Porsche verwendete Einspritzsystem eine Regelvorrichtung, mit der die Einspritzmenge dem Luftdruck angepaßt wird.

Beim Typ 917 wird eine neuentwickelte Zwölfstempel-Einspritzpumpe mit Raumnockenregelung verwendet. Die Anordnung der Pumpe am Motor zeigt Bild 14, ihr Antrieb erfolgt über einen Zahnriemen von der linken Einlaßnockenwelle aus. Die Raumnockensteuerung läßt über einen Fliehkraftregler sowohl eine drehzahlabhängige als auch eine gaspedal- bzw. drosselschieberabhängige Kraftstoffdosierung zu.

Als Einspritzleitungen werden Ansaugrohr mit den Abmessungen 6×2 mm verwendet. Alle zwölf Leitungen haben die gleiche Länge, damit keine Abweichungen in der Einspritzmenge und dem Spritzzeitpunkt unter den einzelnen Zylindern auftreten. Die Einspritzdüsen haben einen Abspritzdruck von 18 kp/cm². Die besten Leistungsergebnisse werden erzielt, wenn die Einspritzstelle möglichst weit vom Einlaßventil entfernt liegt. Aus diesem Grund wurden die Düsen am oberen Rand der Ansaugtrichter angeordnet, Bild 14.

Um zu verhindern, daß sich bei geschlossenem Schieber (beispielsweise beim Anbremsen einer Kurve) Kraftstoff im Ansaugsystem ansammelt, wird dann durch eine besondere Ausbildung des Raumnockens die Kraftstoffzufuhr bei einer Motordrehzahl oberhalb 4000 U/min unterbrochen. Unterhalb dieser Drehzahl steigt die Einspritzmenge wieder auf die für den Leerlauf erforderliche Menge an.

Als Drosselorgan der Luft wird ein Flachschieber verwendet, der in geöffnetem Zustand keine Störung des Ansaugluftstroms verursacht, wie beispielsweise eine Drosselklappe. Um eine Leichtgängigkeit zu erreichen und das gefährliche Klemmen zu verhindern, ist der Schieber in Kugeln gelagert, Bild 4.

Außerdem ist der Schieber und das Gehäuse zwischen jeweils drei Zylindern geteilt, wobei die beiden Schieberhälften durch eine einstellbare KugelgeLenkstange miteinander verbunden sind.

Ansaugtrichter und Motorabdeckung sind aus glasfaserverstärktem Kunststoff gefertigt.

Zündung

Der Typ 917 ist mit Doppelzündung — also zwei Zündkerzen pro Zylinder — ausgerüstet, deren Vorteil bereits beschrieben wurde. Die beiden Sechszylinder-Doppelzündverteiler sind vorne in der linken und hinten in der rechten Kurbelgehäusehälfte untergebracht, wie in den Bildern 4 und 14 zu erkennen ist. Der Antrieb erfolgt mit einem Schraubradpaar von der Kurbelgehäusezwischenwelle aus mit der Übersetzung 2:1. Die vier Zündkreise sind volltransistorisiert. Statt eines mechanischen Unterbrechers werden die Zündimpulse kontaktlos mit einem Induktivgeber erzeugt. Die Magnete für die Impulssteuerung sind im Verteilergehäuse untergebracht.

Die Zündabstände betragen $720^\circ : 12 = 60^\circ$ kW. Die Zündfolge 1-9-5-12-3-8-6-10-2-7-4-11 ergibt für jeweils drei nebeneinanderliegende Zylinder gleichmäßige Zündabstände von 240° kW, so daß ein einfaches Auspuffsystem verwirklicht werden konnte. Die gleichlangen Auspuffrohre der Zylinder 1/2/3, 4/5/6, 7/8/9 und 10/11/12 münden jeweils in ein konisches Rohr. In Bild 15 ist die Verlegung der Auspuffrohre zu sehen. Die Rohre der Zylinder 1/2/3 und 7/8/9 werden auf die rechte bzw. linke Wagenseite und die beiden Rohre der Zylinder 4/5/6 bzw. 10/11/12 zum Wagenheck geleitet.

Motorschmierng

Im Ölkreislauf des Motors Typ 917 sind sieben Ölpumpen angeordnet. Dieser Aufwand wurde getrieben, um den Motor

so „trocken“ wie möglich zu bekommen. Zum Beginn der Entwurfsarbeiten an wurde auf ein an Panfschleifung armes Schmiersystem geachtet. Die bereits erwähnte Dreifachpumpe im Kurbelgehäuse ist in zwei Absaugepumpen für die vordere und hintere Kurbelgehäusekammer und in die eigentliche Schmierpumpe aufgeteilt. Außerdem sind vier kleine Pumpen an den Enden der Auslaßnockenwellen angeordnet, die das verbrauchte Schmieröl aus den Nockenwellengehäusen absaugen. Von den zwei Rückförderschläuchen an den Nockenwellengehäusen abgesehen, wird das Öl ausschließlich durch Ölbohrungen im Kurbelgehäuse, in den Räderkästen, den Nockenwellengehäusen und in den Ventildeckeln geführt.

Von der Schmierpumpe aus gelangt das Öl zunächst in das Ölfiltergehäuse, das an das Kurbelgehäuse angeschraubt ist. Im Filtergehäuse ist neben dem Nylon-Siebscheibenpaket auch das einstellbare Überdruckventil untergebracht. Vom Filtergehäuse aus wird das Schmieröl in die linke Kurbelgehäusehälfte zurückgeleitet, von wo es über Ölbohrungen zu den verschiedenen Schmierstellen gelangt.

Der Schmieröldruck im Kurbeltrieb beträgt 5 kp/cm² und wird für die Schmierstellen der Ventilsteuerung durch ein Drosselventil auf 3 kp/cm² herabgesetzt. Das von den sechs Absaugepumpen gesammelte Öl wird im Kurbelgehäuse-deckel zusammengeführt und in den Öltank zurückbefördert. Ein Thermostat in der Rückförderleitung leitet das Rückförderöl über den Ölkühler, wenn die Temperatur größer als 90°C ist. Das vom Überdruckventil abgeblasene überschüssige Öl wird direkt wieder in die Ansaugleitung der Schmierpumpe geleitet.

Fortschritte in der Werkstoff- und Schmierölentwicklung haben die Rennatmosphäre um den berühmten Geruch von verbranntem Rizinusöl ärmer gemacht. Die Porsche-Rennmotoren werden heute ausschließlich mit Mineralöl, das einige Additive enthält, betrieben. Früher wurde organisches Rizinusöl hauptsächlich wegen den an der Ventilsteuerung auftretenden hohen Flächenpressungen verwendet. Rizinusöl neigt aber bei hohen Temperaturen zur Harzbildung und verursachte dadurch viele Motorschäden, weil die Kolbenringe in der Nut festklebten. Diese schlechte Eigenschaft konnte man zwar durch Beimischung eines Spezialmittels beseitigen, aber der Zusatz verursachte eine sehr starke Schaumbildung im Öl. Diese setzte wiederum die Schmiereigenschaften herab, und man mußte ein „Antischaum-Additiv“ zugeben. Das Mischungsverhältnis zwischen dem Rizinusöl und den Zusätzen mußte sehr genau eingehalten werden, um die gewünschten Wirkungen zu erzielen. In der Praxis traten aber immer wieder Schwierigkeiten auf, da durch Altern und Setzen eine Entmischung eintrat.

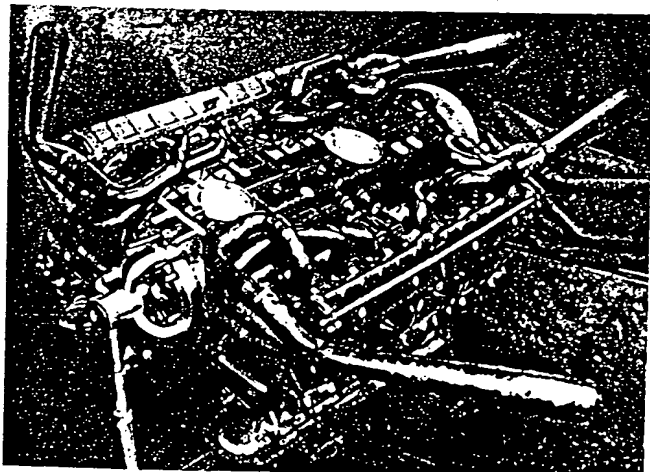


Bild 15. Ansicht des Porsche-Zwölfzylindermotors Typ 917 von unten mit dem Auspuffsystem, das jeweils 3 nebeneinanderliegende Zylinder zusammenfaßt.

Elektrische Anlage

Das Fahrzeug Typ 917 ist mit einer 12-Volt-Anlage ausgestattet. Eine Schwenkarm-Drehstromlichtmaschine mit einer Leistung von etwa 860 Watt bei Nenndrehzahl des Motors liefert die elektrische Energie. Die Lichtmaschine wird von der Zwischenwelle über einen Schmalkeilriemen angetrieben, Bild 14 und Bild 1. Bei Nachtrennen — wie 24 Stunden Le Mans und 24 Stunden Daytona — wird eine zweite Lichtmaschine des gleichen Typs angebaut.

In der „Le Mans“-Ausführung setzt sich der Strombedarf von insgesamt etwa 880 Watt wie folgt zusammen:

2 Fernlicht-Scheinwerfer	200 Watt
2 Abblend-Scheinwerfer	110 Watt
4 Begrenzungs Lampen	18 Watt
1 Lumineszenz-Schild für Startnummer	28 Watt
1 Erkennungslicht	15 Watt
Instrumentenbeleuchtung	8 Watt
2 Bremsscheinwerfer	36 Watt
3 Kraftstoffpumpen	128 Watt
1 Scheibenwischermotor	96 Watt
4 Motorzündkreise	240 Watt.

Hinzu kommen noch Kurzzeitverbraucher wie Anlasser, Blinker und verschiedene Kontroll-Leuchten. Die Batterie hat eine Kapazität von 45 Ah.

Entwicklung

Gleichzeitig mit dem im Juni 1968 gefaßten Beschluß, einen 4,5-l-Rennsportwagen zu entwickeln, stand auch der April 1969 als Homologationstermin fest. Zu diesem Zeitpunkt mußten 25 fahrbereite Fahrzeuge erstellt sein.

Die Aufgabe bestand darin, in zehn Monaten ein von Grund auf neues Fahrzeug zu konstruieren, die Teile anzufertigen und die Aggregate zu erproben. Die Termine für diese drei Entwicklungsphasen mußten äußerst knapp gehalten werden, und vor allem waren im Zeichen der wirtschaftlichen Hochkonjunktur Schwierigkeiten bei der Teilebeschaffung zu erwarten. Andererseits war es wegen den zu erwartenden Motor- und Fahrleistungen nicht möglich, vorhandene Aggregate zu verwenden.

Neben dem Motor mußten unter anderem das Fahrgestell mit Rahmen und Radaufhängungen, die Karosserie, das Getriebe und die Antriebswellen neu entwickelt werden. Für den Zwölfzylinder konnten viele Vorversuche, die den Gaswechsel betrafen, an einem Sechszylindermotor mit den gleichen Zylindereinheiten durchgeführt werden. Bei diesen Vorversuchen wurden bereits die Abmessungen des Ansaug- und Auspuffsystems festgelegt. Außerdem war es möglich, das Kennfeld der Kraftstoffeinspritzung mit der drehzahl- und lastabhängigen Kraftstoffmenge zu ermitteln. Der Lohn für die im voraus geleistete Arbeit bestand darin, daß der erste Versuchsmotor die befriedigende Leistung von 542 DIN-PS aufwies.

Versuche mit dem Kühlgebläse bezüglich der Schaufelform, der Luftmenge und der Luftverteilung konnten ebenfalls im voraus mit Hilfe einer Kurbelgehäuse-Attrappe aus Holz, an der zwölf Zylinder und Zylinderköpfe befestigt waren, durchgeführt werden.

Selbstverständlich blieb es aber dem Original-Zwölfzylindermotor vorbehalten, den Prüfstandsauerlauf nach dem „Le Mans“-Programm zu bestehen, wo es in erster Linie um die mechanische Erprobung geht. Richtlinien für die Motor-konstruktion waren — neben hoher Leistungsausbeute — Leichtbau, ein gutes Maß an Robustheit und eine einfache Motormontage bzw. Einstellmöglichkeit.

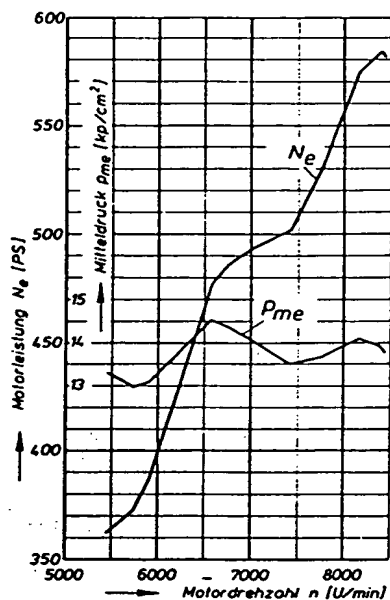


Bild 16. Leistungskurve des 4,5-l-Porsche-Zwölfzylindermotors Typ 917

Für alle Gußteile — vom Zylinderkopf abgesehen — wird eine Magnesium-Sonderlegierung verwendet. Stahlschrauben wurden nur in solchen Fällen verwendet, wo eine spezielle Eigenschaft verlangt ist. In allen übrigen Fällen wurden Titanschrauben vorgesehen.

Für den Homologationstermin wurden innerhalb von zwei Wochen 25 Zwölfzylindermotoren montiert. Dies wurde dadurch ermöglicht, daß alle Einzelaggregate des Motors wie Nockenwellengehäuse, Rädergehäuse, Zylinderköpfe, Gebläseantriebsgehäuse, Flachschieber, Abtriebswelle, Ölpumpen, Zwischenwelle usw. vormontierbar waren.

Bild 16 zeigt die Leistungskurve des Motors 917.

Technische Daten des Porsche-4,5-l-Zwölfzylindermotors Typ 917

Luftgekühlter Zwölfzylindermotor

Gegenüberliegende Zylinderreihen, zwei Plevel auf einem Zapfen

Mittelabtrieb

Bohrung 85 mm, Hub 66 mm

Hubvolumen 4494 cm³

Maximale Leistung 580 DIN-PS bei 8400 U/min; dies entspricht einem mittleren Druck von 13,8 kp/cm²

Maximales Drehmoment 52 mkp bei 6800 U/min, entsprechend 14,5 kp/cm² mittleren Druck

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 10,5:1$

Indirekte Kraftstoffeinspritzung mit mechanischer Zwölfstempelpumpe und Raumnocken-Regelung

Doppelzündanlage 12 Volt, zwei Verteiler, Zündzeitpunkt 27° Kurbelwinkel vor OT (ausgeregelt), vier Zündkreise, induktiver Zündimpulsgeber, Zündfolge 1 - 9 - 5 - 12 - 3 - 8 - 6 - 10 - 2 - 7 - 4 - 11

Acht Hauptlager (Gleitlager), davon sechs 57 mm Φ / 26 mm und zwei 66 mm Φ / 26 mm

Sechs Hubzapfen 52 mm Φ . Titanplevel 130 mm, Pleuellager (Gleitlager) 24 mm

Zwei obenliegende Nockenwellen pro Zylinderreihe. Antrieb über Zahnräder. Ventilbetätigung durch Tassenstößel. Ventilwinkel 65° (Einlaß 30°, Auslaß 35°).

Einlaßventil 47,5 mm Φ , Auslaßventil 40,5 mm Φ .

Einlaßventilhub 12,1 mm, Ausventilhub 10,5 mm, Ventilspiel 0,1 mm.

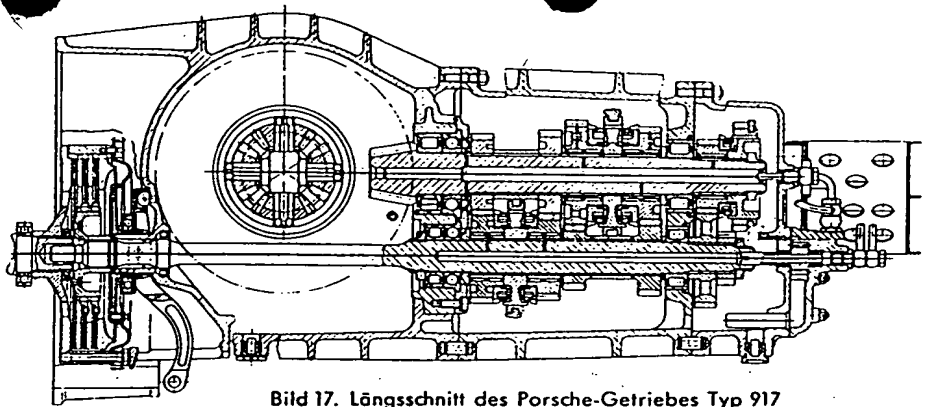


Bild 17. Längsschnitt des Porsche-Getriebes Typ 917

Einlaß öffnet 104° kW vor OT, schließt 104° kW nach UT. Auslaß öffnet 105° kW vor UT, schließt 75° kW nach OT.

Je nach Rennen 1 oder 2 Drehstromlichtmaschinen 12 Volt je 860 Watt, Batterie 45 Ah

Trockensumpfschmierung. 1 Schmierpumpe, 6 Absaugepumpen. Ölmenge 20 Liter. Schmieröldruck 5 kp/cm² im Kurbelgehäuse, 3 kp/cm² für Ventilsteuerung. Ölkühler im Fahrtwind, thermostatregelt.

Das Getriebe Typ 917

Das Getriebe Typ 917 kann sowohl mit vier als auch mit fünf Vorwärtsgängen ausgerüstet werden. In der Fünfgangversion ist die Schaltung mit einer Kulissensperre versehen, um Schaltfehler zu vermeiden. In der Viergangausführung ergibt sich ein einfaches H-Schaltbild.

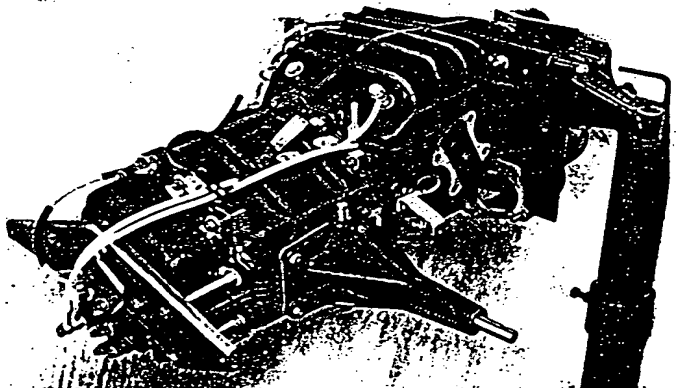


Bild 18. Ansicht des Porsche-Getriebes Typ 917, je nach Zweck 4 oder 5 Gänge

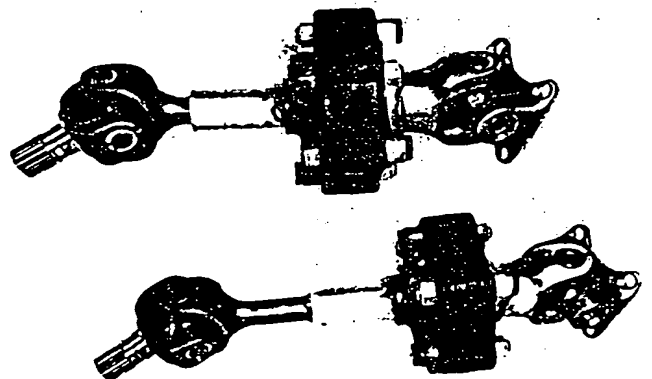


Bild 19. Antriebswelle des Porsche-Rennsportwagens Typ 917, unten ausgezogen.

Die Vorwärtsgänge sind — wie übrigens bei allen Porschen — mit einer Sperrsynchrisierung versehen. Synchronisierungsteile bei Renngetrieben sind im Prinzip gleichen, die auch in den Porsche-Serienfahrzeugen und den bei Porsche für fremde Firmen entwickelten Getrieben verwendet werden.

Die Anordnung der Getriebewellen, Kupplungswelle unten und Getriebewelle oben, ergab sich aus der Lage der Motortriebswelle, Bild 17. Das Triebling-Tellerradpaar und die Gangräder werden über eine von der Kupplungswelle getriebenen Zahnradpumpe spritzgeschmiert. Die Ölmenge im Naßsumpfes beträgt 3 Liter. Verwendet wird ein SAE Getriebeöl mit verschiedenen Additiven.

In Bild 17 ist die Drei-Scheiben-Trockenkupplung zu sehen. Sie ist mit der Motorabtriebswelle verschraubt. Der Zahnkranz des 0,9 PS-Anlassers ist an der Kupplung befestigt. Das Gehäuse ist mit einem Lamellen-Sperrdifferential ausgerüstet.

Der Sperrwert ist einstellbar und beträgt etwa 75%.

Bild 18 zeigt ein montiertes Getriebe, das direkt an den Motor angeflanscht wird. Die mit kräftigen Rippen versehenen Gehäuse sind in einer Magnesiumlegierung gegossen. Das Motor-Getriebe-Aggregat wird an drei Punkten über elastische Lager und geschweißte Getriebeträger, Bild 18, am Rahmen aufgehängt. Die Antriebswelle in gedrücktem und gezogenem Zustand, Bild 19, weist zwei Kreuzgelenke, einen Längenausgleich von etwa 40 mm mit Hilfe von Kugellaufbahnen und eine elastische Kupplung zur Dämpfung der Drehmomentstöße auf.

Der Flansch und der Gabelstern auf der Getriebeseite und das mit SAE-Verzahnung versehene Gabelstück auf der Motorseite sind in einer Titanlegierung geschmiedet.

(wird fortgesetzt, Teil 2 behandelt das Fahrzeug)

ATZ 5/71

Dr.-Ing. H. Kraus, Schweinfurt

Entwicklungstendenzen heutiger Kraftfahrzeugkupplungen

Die fortschreitende Entwicklung in der Fahrzeugindustrie, der Trend zu leistungstärkeren Motoren und die teilweise Neugestaltung der Aggregate des Abtriebsstranges, zugeschnitten auf den veränderten und erschwerten heutigen Straßenverkehr, erfordert notwendigerweise die gleichlaufende Weiterentwicklung von Kupplungen, über deren Stand und Tendenzen in dieser Arbeit berichtet wird.

Einleitung

Die Kupplung im Kraftfahrzeug als Trenn- und Bindeglied zwischen Motor und Abtriebsstrang hat einerseits die Aufgabe, den Kraftfluß zum Wechsel der Getriebeübersetzung unterbrechen und sie ist zum anderen dazu nötig, beim Fahrvorgang die Drehzahldifferenz zwischen laufendem Brennmotor und zunächst noch unbewegtem Wagen auszugleichen. Mit der Weiterentwicklung der Kraftfahrzeuge an den Erfordernissen des modernen Straßenverkehrs und an differenzierten Anforderungen an die einzelnen Aggregate sind auch an das Konstruktionselement Kupplung neue Aufgaben gestellt.

Bei der Entwicklung moderner Personenkraftwagen werden das Zusammenspiel Motor, Kupplung, Getriebe und Abtriebsstrang neue Überlegungen gefordert. Die Aufgaben an die Kupplung selbst sind genügende Übertragungssicherheit, auch bei höheren Gleitgeschwindigkeiten, ruf- und schwingungsarmes Anfahrverhalten, Drehzahl- und Verschleißfestigkeit sowie leichte und schnelle Schaltbarkeit. Am Beispiel einiger im letzten Jahr am Markt erschienener Fahrzeuge konnte gezeigt werden, daß die Probleme gelöst wurden.

Auf dem Sektor der Nutzfahrzeuge dominieren in der Aufgabenstellung an die Kupplungen die Forderungen nach langer Lebensdauer und großer Übertragungsfähigkeit. Bei der Lebensdauerrechnung von Lastkraftwagen und auch Omnibussen gehen die Ein- und Ausbau- sowie Standzeitkosten stark ein und es werden daher Laufzeiten der Kupplungen von mindestens 150 000 km Laufstrecke erwartet. Mit der neuen Gesetzgebung (StVZO) gilt ab 1970 die Vorschrift für die Mindestantriebsleistung von 8 PS/t, was bei einem 3800-kg-Zug einer Leistung bis zu 320 PS entspricht bei Drehmomenten bis zu 120 kpm. Dies führte zu neuen Gedanken in der Entwicklung von Großkupplungen, wovon im nachstehenden einige differenzierte Probleme dargestellt sein sollen.

Die Weiterentwicklung der Kupplungen für Personenkraftwagen

Die bisher gebräuchlichste Personenkraftwagen-Kupplung war die Schraubenfeder-Kupplung. Sie besteht im wesentlichen aus einer ringförmigen Anpreßplatte sowie einem flachen, topfförmig ausgebildeten Gehäuse (für die unterschied-

lichen Schwungradausführungen), wobei die Anpreßplatte durch mehrere Schrauben-Druckfedern gegen das Schwungrad zur Erreichung des Reibschlusses gedrückt wird. Der Ausrückmechanismus wurde durch Blech- oder Schmiedehebel, durch Schneiden- oder Nadel/Bolzenlagerung sowie über Zugbolzen in verschiedenen Variationen bewerkstelligt.

Mit der Weiterentwicklung der Personenkraftwagen-Motoren, mit höheren Drehmomenten, bei gleichem Einbauraum, höheren Drehzahlen und teilweise verbunden mit hochfrequenten Querschwingungen der Kurbelwellenenden und damit der Schwungräder sowie den Anforderungen des modernen Straßenverkehrs mit größerer Kuppelhäufigkeit, Tafel I, wurde in den letzten Jahren bei fast allen europäischen Personenkraftwagen die Membranfederkupplung eingeführt. Bei dieser Bauart dient eine tellerförmige und von innen radial geschlitzte Membranfeder (auch Belleville-Feder genannt) nicht

Tafel I. Darstellung der Kuppelhäufigkeit pro Kilometer von Fahrzeugen mit verschiedenen Einsatzarten und Leistungsgewichten

	Oberland- verkehr Autobahn	gemischter Verkehr	Stadtverkehr Kleinstadt Außen- bezirke	Großstadt Spitzen- verkehr
Personenkraftwagen bis 60 PS Leistungsgewicht bis 25 kp/PS	0,9	2,9	8,5	bis 16
Personenkraftwagen bis 90 PS Leistungsgewicht bis 15 kp/PS	0,7	2,2	5,0	bis 14
Personenkraftwagen 90 PS Leistungsgewicht bis 12 kp/PS	0,5	1,2	3,3	bis 12
Transporter, Lieferwagen Leistungsgewicht bis 45 kp/PS	—	3,0	11,5	bis 16
mittlere Lastwagen, Kommunalfahrzeuge zulässige Gesamt- gewichte bis 12 t Oberland-Transporter	—	3,0	8,6	bis 15
Reisebusse	bis 1,0	—	—	—
Stadtomnibusse	—	5,1	7,5	bis 30